

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-103097

**(43)Date of publication of application : 21.04.1998**

(51)Int.Cl.

**F02D 17/02**

**F02D 41/02**

**F02D 45/00**

F02P 5/15

(21)Application number : 08-254363

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 26.09.1996

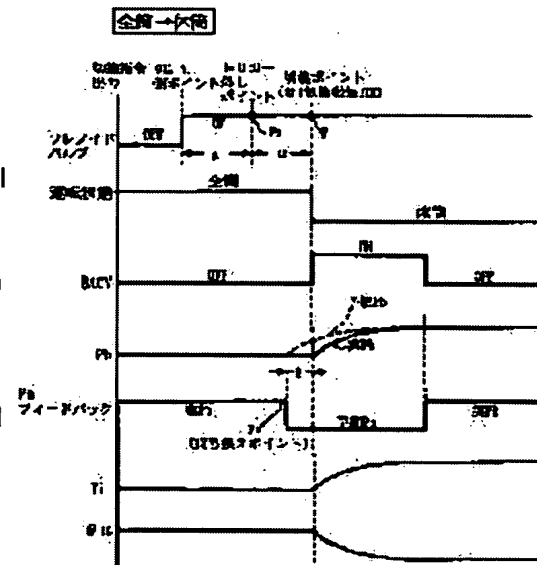
(72)Inventor : NIHKURA HIROYUKI  
MORITA TERUYOSHI  
YUHARA HIROMITSU

## (54) CYLINDER-HALTED ENGINE CONTROLLER

**(57)Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To effectively prevent torque shocks in changing over an engine between an operation on its full cylinders and an operation with its cylinders halted.

**SOLUTION:** In order to prevent torque shocks in changing over an engine from an operation on its full cylinders to an operation with its cylinders halted, an electronic air control valve(EACV) is opened as well as an injection quantity  $T_i$  and ignition timing  $\theta_{IG}$  are controlled on the basis of an actual intake back pressure  $P_b$  detected by a detector means. Since the use of an actual intake back pressure  $P_b$  at transition in the changeover complexes proper control, an injection quantity  $T_i$  and ignition timing  $\theta_{IG}$  are controlled on the basis of a predicted intake back pressure  $P_b$  stored in advance at a shifted position precedent to the changeover point by a delay period  $B$ . That shifted point is returned to the original control using an actual intake back pressure  $P_b$  when the actual intake back pressure  $P_b$  becomes equal to the predicted intake back pressure  $P_b$  after the completion of the changeover.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

26.11.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(11)特許出願公開番号

特開平10-103097

(43)公開日 平成10年(1998)4月21日

(51) Int.Cl.<sup>8</sup>

識別記号

FI

F 0 2 D 17/02

F 0 2 D 17/02

U

41/02

3 1 0

41/02

3 1 0 C

45/00

301

45/00

301D

F 0 2 P 5/15

F 0 2 P 5/15

B

審査請求 未請求 請求項の数 2 O.L (全 10 頁)

(21)出願番号

特願平8-254363

(22) 出願目

平成8年(1996)9月26日

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 新倉 裕之

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社  
本田技術研究所内

(72) 発明者 森田 照義

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社  
本田技術研究所内

(72) 發明者 湯原 博光

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社  
本田技術研究所内

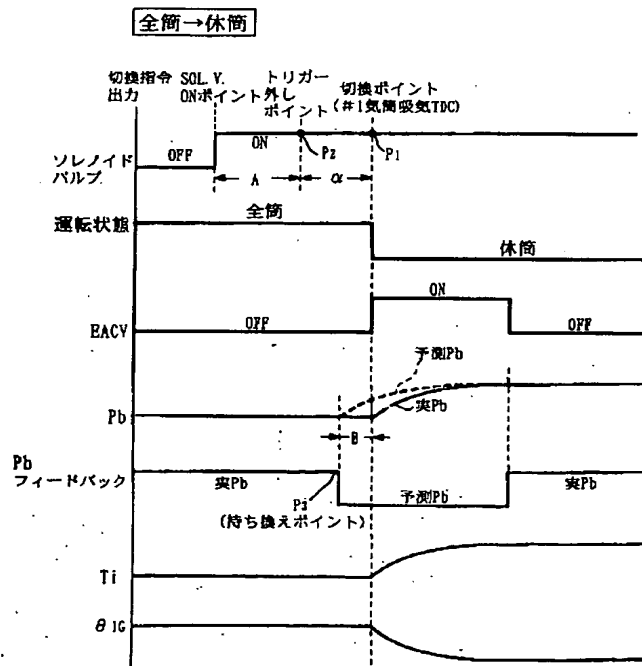
(74)代理人 弁理士 落合 健 (外1名)

(54) 【発明の名称】 気筒休止エンジンの制御装置

(57) 【要約】

【課題】 全筒運転／休筒運転の切り換え時におけるトルクショックの発生を効果的に防止する。

【解決手段】 全筒運転→休筒運転の切り換え時にトルクショックが発生するのを防止すべく、EACVを開弁制御するとともに、検出手段で検出した実吸気負圧 $P_b$ に基づいて燃料噴射量 $T_i$ 及び点火時期 $\theta_{ig}$ を制御する。切り換え過渡期に実吸気負圧 $P_b$ を用いると適切な制御が難しいため、切り換えポイントよりもディレイ時間 $B$ だけ先する持ち換えポイントから、予め記憶した予測吸気負圧 $P_b$ を用いて燃料噴射量 $T_i$ 及び点火時期 $\theta_{ig}$ の制御を行い、切り換え完了後に実吸気負圧 $P_b$ が予測吸気負圧 $P_b$ に一致したときに、実吸気負圧 $P_b$ を用いた元の制御に復帰する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 複数の気筒 ( $C_1 \sim C_6$ ) の全部を作動させる全筒運転と前記気筒 ( $C_1 \sim C_6$ ) の一部の作動を休止する休筒運転とを切り換える気筒休止機構 (11) と、吸入空気量検出手段 ( $S_4$ ) で検出した吸入空気量に基づいてエンジン出力を制御する制御手段 (U) とを備えた気筒休止エンジンの制御装置において、前記制御手段 (U) は、全筒運転/休筒運転の切換時に、前記吸入空気量検出手段 ( $S_4$ ) で検出した吸入空気量に代えて、予め設定した予測吸入空気量に基づいてエンジン出力を制御することを特徴とする、気筒休止エンジンの制御装置。

【請求項2】 複数の気筒 ( $C_1 \sim C_6$ ) の全部を作動させる全筒運転と前記気筒 ( $C_1 \sim C_6$ ) の一部の作動を休止する休筒運転とを切り換える気筒休止機構 (11) と、全筒運転及び休筒運転に応じてスロットル開度を制御する制御手段 (U) とを備えた気筒休止エンジンの制御装置において、前記制御手段 (U) は、全筒運転/休筒運転の切換時に、吸入空気量の応答遅れが生じないようにスロットル開度を補正することを特徴とする、気筒休止エンジンの制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、複数の気筒の全部を作動させる全筒運転と前記気筒の一部の作動を休止する休筒運転とを切り換える気筒休止機構を備えた気筒休止エンジンに関し、特に、全筒運転/休筒運転の切換時にトルクショックの発生を防止するための制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 全筒運転/休筒運転の切換時にトルクショックの発生を防止する技術が、特公昭63-21812号公報、特開昭62-103430号公報により公知である。

【0003】 図14は、スロットル開度の変化に対するエンジントルクの変化を、全筒運転時及び休筒運転時について示すものである。同図から明らかなように、両ラインの交点aでは、全筒運転及び休筒運転のスロットル開度及びエンジントルクが一致することから、前記特公昭63-21812号公報に記載されたものは、前記a点に対応する運転状態で全筒運転及び休筒運転を切り換えることによりトルクショックの発生を回避している。

【0004】 また前記特開昭62-103430号公報に記載されたものは、同じアクセル開度に対して全筒運転時のエンジントルクと休筒運転時のエンジントルクとが一致するように、図14のb点及びc点間でスロットル開度を制御することによりトルクショックの発生を回避している。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、前記特公昭63-21812号公報に記載されたものは、全筒運転時及び休筒運転時のエンジントルクが一致する特定の運転状態でしか全筒運転/休筒運転の切り換えを行うことができない問題がある。また前記特開昭62-103430号公報に記載されたものは、全筒運転/休筒運転の切換時にスロットル開度を制御してトルクショックの発生を回避しようとしても、スロットル開度の変化に対して吸気負圧の応答が遅れるため、トルクショックの発生を十分に回避することが難しいという問題がある。

【0006】 本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、全筒運転/休筒運転の切換時におけるトルクショックの発生を効果的に防止することを目的とする。

## 【0007】

【課題を解決するための手段】 請求項1に記載された発明では、全筒運転/休筒運転の切換時以外には、制御手段は吸入空気量検出手段で検出した吸入空気量に基づいてエンジン出力を制御する。全筒運転/休筒運転の切換時には、制御手段は前記吸入空気量検出手段で検出した吸入空気量に代えて、予め設定した予測吸入空気量に基づいてエンジン出力を制御する。これにより、全筒運転及び休筒運転間の過渡時にエンジン出力を最適に制御してトルクショックの発生を回避することができる。

【0008】 請求項2に記載された発明では、全筒運転/休筒運転の切換時以外には、制御手段は全筒運転及び休筒運転に応じてスロットル開度を制御する。全筒運転/休筒運転の切換時には、制御手段は吸入空気量の応答遅れが生じないようにスロットル開度を補正する。これにより、全筒運転及び休筒運転間の過渡時にエンジン出力を最適に制御してトルクショックの発生を回避することができる。

## 【0009】

【発明の実施の形態】 以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【0010】 図1～図10は本発明の第1実施例を示すもので、図1は車両に搭載されたエンジンの平面図、図2は吸気系の概略構成図、図3は右バンクのシリンダヘッドの平面図、図4は図3の要部拡大図、図5はトリガーの作用説明図、図6はフローチャートの第1分図、図7はフローチャートの第2分図、図8は全筒運転→休筒運転切換時のタイムチャート、図9は休筒運転→全筒運転切換時のタイムチャート、図10は空燃比の変動を示すグラフである。

【0011】 図1に示すように、自動車の車体前部に縦置きに搭載されたエンジンEはV型6気筒エンジンであって、右バンク  $B_R$  に#1気筒  $C_1$ 、#2気筒  $C_2$ 、#3気筒  $C_3$  を備えるとともに、左バンク  $B_L$  に#4気筒  $C_4$ 、#5気筒  $C_5$ 、#6気筒  $C_6$  を備える。エンジンEの低負荷時には、右バンク  $B_R$  の#1気筒  $C_1$ 、#2気筒  $C_2$ 、#3気筒  $C_3$  の運転を休止して左バンク  $B_L$

の#4気筒 $C_4$ 、#5気筒 $C_5$ 、#6気筒 $C_6$ だけを運転する休筒運転が行われ、エンジンEの高負荷時には、#1気筒 $C_1$ ～#6気筒 $C_6$ の全てを運転する全筒運転が行われる。

【0012】図2に示すように、#1気筒 $C_1$ ～#6気筒 $C_6$ に連なる吸気通路1にパルスモータよりなるアクチュエータ2で開閉駆動されるスロットルバルブ3が設けられる。スロットルバルブ3の上流側及び下流側を接続するバイパス通路4に、該スロットルバルブ3を迂回する補助空気の流量を制御するEACV5が設けられる。

【0013】後述するオイルポンプ41が吐出するオイルの油圧 $P_{oil}$ を検出する油圧検出手段 $S_1$ からの信号と、オイルポンプ41が吐出するオイルの油温 $T_{oil}$ を検出する油温検出手段 $S_2$ からの信号と、エンジン回転数 $N_e$ を検出するエンジン回転数検出手段 $S_3$ からの信号と、吸気負圧 $P_b$ を検出する吸気負圧検出手段 $S_4$ からの信号とがマイクロコンピュータよりなる電子制御ユニットUに入力され、電子制御ユニットUは前記油圧 $P_{oil}$ 、油温 $T_{oil}$ 、エンジン回転数 $N_e$ 及び吸気負圧 $P_b$ に基づいて、EACV5の開度、点火プラグ6…の点火時期、燃料噴射弁7…の燃料噴射量及び後述するソレノイドバルブ45i、45eの作動を制御する。

【0014】次に、図3及び図4に基づいて右バンク $B_R$ の#1気筒 $C_1$ 、#2気筒 $C_2$ 、#3気筒 $C_3$ の動弁機構の構造を説明する。

【0015】図3に示すように、右バンク $B_R$ の#1気筒 $C_1$ 、#2気筒 $C_2$ 、#3気筒 $C_3$ にはそれぞれ気筒休止機構11…が設けられているが、その構造は同一であるため、代表として#1気筒 $C_1$ の気筒休止機構11について説明する。シリンダヘッドの長手方向に沿って配置されたカムシャフト12は、図示せぬクランクシャフトに接続されて該クランクシャフトの2分の1の回転数で駆動される。カムシャフト12の左右両側には、吸気ロッカーシャフト13iと排気ロッカーシャフト13eとが平行に支持される。

【0016】図4から明らかなように、カムシャフト12には吸気カム14iと排気カム14eとが隣接して設けられており、それら吸気カム14i及び排気カム14eの両側にベース円のみを有する一対の休止用カム15、15が設けられる。吸気ロッカーシャフト13iには吸気ロッカーアーム16iと、その両側に位置する一対の休止用ロッカーアーム17、17とが揺動自在に枢支されており、吸気ロッカーアーム16iの基端に前記吸気カム14iに当接可能なローラ18iが設けられるとともに、休止用ロッカーアーム17、17の基端に休止用カム15、15に当接可能なローラ19、19が設けられる。そして一対の休止用ロッカーアーム17、17の先端は、#1気筒 $C_1$ の一対の吸気弁20i、20iのステムエンドに当接する。

【0017】吸気ロッカーアーム16i及び一対の休止用ロッカーアーム17、17を同軸に貫通するシリンダ孔の内部に、各2個の第1ピストン21、21、第2ピストン22、22及びストッパピン23、23が摺動自在に支持される。第1ピストン21、21は吸気ロッカーアーム16iのシリンダ孔の内部に背中合わせに配置され、吸気ロッカーシャフト13iに内部に形成した油路24iから供給される油圧によって相互に離反する方向に駆動される。第1ピストン21、21の外側に配置された一対の第2ピストン22、22は、吸気ロッカーアーム16iのシリンダ孔及び休止用ロッカーアーム17、17のシリンダ孔に跨がる連結位置と、吸気ロッカーアーム16iのシリンダ孔から休止用ロッカーアーム17、17のシリンダ孔に押し出された連結解除位置との間を移動可能である。第2ピストン22、22の更に外側に配置されて休止用ロッカーアーム17、17のシリンダ孔内に収納された一対のストッパピン23、23は、それぞれスプリング25、25で第2ピストン22、22に当接する方向に付勢される。

【0018】排気ロッカーアーム16e及び一対の休止用ロッカーアーム17、17を同軸に貫通するシリンダ孔の内部に、各2個の第1ピストン21、21、第2ピストン22、22及びストッパピン23、23が摺動自在に支持される。第1ピストン21、21は排気ロッカーアーム16eのシリンダ孔の内部に背中合わせに配置され、排気ロッカーシャフト13eに内部に形成した油路24eから供給される油圧によって相互に離反する方向に駆動される。第1ピストン21、21の外側に配置された一対の第2ピストン22、22は、排気ロッカーアーム16eのシリンダ孔及び休止用ロッカーアーム17、17のシリンダ孔に跨がる連結位置と、吸気ロッカーアーム16iのシリンダ孔から休止用ロッカーアーム17、17のシリンダ孔に押し出された連結解除位置との間を移動可能である。第2ピストン22、22の更に外側に配置されて休止用ロッカーアーム17、17のシリンダ孔内に収納された一対のストッパピン23、23は、それぞれスプリング25、25で第2ピストン22、22に当接する方向に付勢される。

【0019】吸気ロッカーアーム16i及び排気ロッカーアーム16eを休止用ロッカーアーム17に結合或いは結合解除する第2ピストン22の移動は、吸気ロッカーアーム16i及び排気ロッカーアーム16eの揺動に連動して進退するトリガー27によって規制される。即ち、第2ピストン22が図5(A)に示す連結位置にあるとき、トリガー27は第1ピストン21の第1係止溝21<sub>1</sub>に係合して該第1ピストン21の移動を規制しており、従って第2ピストン22も前記連結位置に固定される。吸気ロッカーアーム16i及び排気ロッカーアーム16eの開弁方向へのリフト（吸気弁20i及び排気弁20eを開弁する方向への揺動）がトリガー外れリフ

トに達すると、トリガー27が矢印方向に後退して第1ピストン21…の第1係止溝21<sub>1</sub>から離脱し、第1ピストン21…は移動可能な状態になる。また、第2ピストン22が図5(B)に示す連結解除位置にあるとき、トリガー27は第1ピストン21の第2係止溝21<sub>2</sub>に係合して該第1ピストン21の移動を規制しており、従って第2ピストン22も前記連結解除位置に固定される。吸気ロッカーアーム16i及び排気ロッカーアーム16eの開弁方向へのリフトがトリガー外れリフトに達すると、トリガー27が矢印方向に後退して第1ピストン21…の第2係止溝21<sub>2</sub>から離脱し、第1ピストン21…は移動可能な状態になる。

【0020】尚、図3において、吸気ロッカーシャフト13i及び排気ロッカーシャフト13e内に設けられた油路26i、26eは、油圧タペットに給油する油路である。

【0021】上記構成により、吸気ロッカーシャフト13iの油路24iに油圧が供給されていないとき、スプリング25、25の弾発力で付勢された一对の第2ピストン22、22は図5(A)に示した連結位置にあり、吸気ロッカーアーム16iを一对の休止用ロッカーアーム17、17に一体に結合している。従って、カムシャフト12に設けた吸気カム14iにローラ18iを当接させた吸気ロッカーアーム16iが吸気ロッカーシャフト13i回りに揺動すると、それと一体に結合された一对の休止用ロッカーアーム17、17が揺動して吸気弁20i、20iを開閉駆動する。吸気弁20i、20iがリフトするとき、休止用ロッカーアーム17、17のローラ19、19は、ベース円よりなる休止用カム15、15から離反する。

【0022】吸気ロッカーシャフト13iの油路24iに油圧を供給すると、吸気ロッカーアーム16iがトリガー外れリフトまで揺動したときに、トリガー27、27が第1係止溝21<sub>1</sub>、21<sub>1</sub>から外れて第1ピストン21、21、第2ピストン22、22及びストッパピン23、23がスプリング25、25に抗して図5(B)の位置に移動し、第2ピストン22、22が連結解除位置に達して吸気ロッカーアーム16iと休止用ロッカーアーム17、17との連結が解除される。その結果、吸気ロッカーアーム16iの揺動は休止用ロッカーアーム17、17に伝達されなくなり、ベース円のみを備えた休止用カム15、15にローラ19、19を当接させた休止用ロッカーアーム17、17は揺動を停止し、吸気弁20i、20iは閉弁状態に保持される。

【0023】吸気ロッカーシャフト13iの油路24iから油圧を抜くと、吸気ロッカーアーム16iがトリガー外れリフトまで揺動したときに、トリガー27、27が第2係止溝21<sub>2</sub>、21<sub>2</sub>から外れて第1ピストン21、21、第2ピストン22、22及びストッパピン23、23がスプリング25、25の弾発力で図5(A)

の位置に移動し、第2ピストン22、22が連結位置に達して吸気ロッカーアーム16iと休止用ロッカーアーム17、17とが連結される。その結果、吸気ロッカーアーム16iの揺動が休止用ロッカーアーム17、17に伝達されるようになり、吸気ロッカーアーム16iの揺動に伴って吸気弁20i、20iは再び開閉駆動される。

【0024】以上、吸気弁20i、20iの作動について説明したが、排気弁20e、20eの作動も実質的に同一であるため、その重複する説明は省略する。

【0025】図3から明らかなように、エンジンEにより駆動されるオイルポンプ41は、エンジンE各部の潤滑系に連なる油路42と、気筒休止機構11…の油路24i、24eに連なる油路43と、油圧タペットの油路26i、26eに連なる油路44とに給油する。オイルポンプ41から延びる油路43から二股に分岐して吸気ロッカーシャフト13iの油路24i及び排気ロッカーシャフト13eの油路24eに連なる油路43i、43eに、それぞれソレノイドバルブ45i、45eが設けられる。ソレノイドバルブ45i、45eは常閉弁よりなり、ソレノイドを励磁すると開弁して気筒休止機構11…が作動し、#1気筒C<sub>1</sub>～#3気筒C<sub>3</sub>の作動を休止することができる。

【0026】次に、前述の構成を備えた本発明の実施例の作用について説明する。

【0027】エンジンEは高負荷時の方が低負荷時よりも熱効率が低い運転が可能であるため、高負荷時には左右のバンクB<sub>L</sub>、B<sub>R</sub>の#1気筒C<sub>1</sub>～#6気筒C<sub>6</sub>の全てを運転する全筒運転を行い、低負荷時には右バンクB<sub>R</sub>の#1気筒C<sub>1</sub>、#2気筒C<sub>2</sub>、#3気筒C<sub>3</sub>の運転を休止して左バンクB<sub>L</sub>の#4気筒C<sub>4</sub>、#5気筒C<sub>5</sub>、#6気筒C<sub>6</sub>だけを運転することにより、前記#4気筒C<sub>4</sub>、#5気筒C<sub>5</sub>、#6気筒C<sub>6</sub>が負担する負荷の割合を増加させる休筒運転を行い、全体としてエンジンEの熱効率の向上を図ることができる。本実施例において休筒運転を行う領域は、エンジン回転数N<sub>e</sub>が1000rpm以上、3500rpm以下の領域とされる。

【0028】次に、図6及び図7のフローチャート、並びに図8のタイムチャートを参照しながら、全筒運転→休筒運転の切換時の作用を説明する。

【0029】先ずステップS1でエンジン回転数検出手段S<sub>3</sub>によりエンジン回転数N<sub>e</sub>を検出し、エンジン回転数N<sub>e</sub>が1000rpm ≤ N<sub>e</sub> ≤ 3500rpmの領域の外から内に入れば全筒運転→休筒運転の切換条件が成立したと判断し、ステップS2で切換指令を出力する。続いて、ステップS3で油圧検出手段S<sub>1</sub>及び油温検出手段S<sub>2</sub>によりオイルポンプ41が吐出するオイルの油圧P<sub>oil</sub>及び油温T<sub>oil</sub>を検出し、油圧P<sub>oil</sub>及び油温T<sub>oil</sub>に基づいて切換応答時間A(クランク角換算)をマップ検索する。即ち、ソレノイドバルブ45

i, 45eが開弁して気筒休止機構11…に油圧が供給されたとき、気筒休止機構11…における油圧の立ち上がりがオイルの状態に応じて変化するため、ソレノイドバルブ45i, 45eがONしてから気筒休止機構11…が作動するまでの時間遅れに相当する切換応答時間Aを油圧 $P_{oil}$ 及び油温 $T_{oil}$ に基づいて設定する。

【0030】続いて、ステップS4において、#1気筒 $C_1$ の吸気TDCから進み側に測ったクランク角で与えられるトリガ外しタイミング $\alpha$ （エンジンEの機種により決められた定数）を読み出し、更にステップS5において、エンジン回転数検出手段 $S_3$ で検出したエンジン回転数 $N_e$ と、吸気負圧検出手段 $S_4$ で検出した実吸気負圧 $P_b$ とに基づいてディレイ時間B（クランク角換算）をマップ検索する。ディレイ時間Bは、吸気負圧検出手段 $S_4$ で検出した実吸気負圧 $P_b$ に代えて予め設定した予測吸気負圧 $P_b$ を使用するタイミングを規定するものであり、その詳細は後から説明する。

【0031】続いて、ステップS6において、前記ステップS2における切換指令の出力から最も近い#1気筒 $C_1$ の吸気TDCまでのクランク角 $X$ を算出する。そして、ステップS7で $X > A + \alpha$ であれば、つまり、最初に#1気筒 $C_1$ のトリガが外れるまでに切換応答時間Aよりも長い時間的余裕があれば、最初の#1気筒 $C_1$ の吸気TDCを切換ポイントと決定し、ステップS9で現時点（切換指令出力時）から $X - (A + \alpha)$ だけ経過したタイミングをソレノイドバルブ45i, 45eのON/OFFポイントとし、ステップS10でソレノイドバルブ45i, 45eを駆動する。

【0032】一方、前記ステップS7で $X \leq A + \alpha$ であれば、つまり、最初に#1気筒 $C_1$ のトリガが外れるまでの時間的余裕が切換応答時間Aよりも短ければ、ステップS7で $X > A + \alpha$ になるまで、ステップS8で $X \leftarrow X + 720^\circ$ を繰り返し実行する。そして $X > A + \alpha$ になる最も近い#1気筒 $C_1$ の吸気TDCを切換ポイントと決定し、ステップS9で現時点（切換指令出力時）から $X - (A + \alpha)$ だけ経過したタイミングをソレノイドバルブ45i, 45eのON/OFFポイントとし、ステップS10でソレノイドバルブ45i, 45eを駆動する。その結果、トリガ外しポイント $P_2$ において気筒休止機構11に対する油圧を立ち上げ、切換ポイント $P_1$ から#1気筒 $C_1 \rightarrow$  #2気筒 $C_2 \rightarrow$  #3気筒 $C_3$ の順に規則性を持って全筒運転 $\rightarrow$ 休筒運転の切り換えを開始することができる。

【0033】このようにして、切換ポイント $P_1$ が決定されると、ステップS11で切換ポイント $P_1$ よりも前記ディレイ時間Bだけ先行した持ち換えポイント $P_3$ において、吸気負圧検出手段 $S_4$ で検出した実吸気負圧 $P_b$ に代えて、予め設定された予測吸気負圧 $P_b$ をセンシング $P_b$ とし、ステップS13で実吸気負圧 $P_b$ が予測吸気負圧 $P_b$ に一致するまで、ステップS12でセンシ

ング $P_b$ （即ち、予測吸気負圧 $P_b$ ）に基づいて燃料噴射量 $T_i$ 及び点火時期 $\theta_{ig}$ の制御を行う。つまり、切換ポイント $P_1$ において、EACV5をONするとともに燃料噴射量 $T_i$ 及び点火時期 $\theta_{ig}$ を制御して全筒運転 $\rightarrow$ 休筒運転の切り換えに伴うトルクショックの発生を回避するが、その際に実吸気負圧 $P_b$ ではなく、予め設定された予測吸気負圧 $P_b$ に基づいて燃料噴射量 $T_i$ 及び点火時期 $\theta_{ig}$ を制御することにより、全筒運転 $\rightarrow$ 休筒運転の切換時における実吸気負圧 $P_b$ の応答遅れの影響を排除し、空燃比の変動を抑えてトルクショックの発生を一層効果的に防止することができる。そしてステップS13で実吸気負圧 $P_b$ と予測吸気負圧 $P_b$ とが一致すると、ステップS14で再び予測吸気負圧 $P_b$ から実吸気負圧 $P_b$ に持ち換えて通常の制御に復帰する。

【0034】図10（A）は全筒運転 $\rightarrow$ 休筒運転の切換時における空燃比の変動を示すもので、予測吸気負圧 $P_b$ を用いない従来のものに比べて、予測吸気負圧 $P_b$ を用いた本発明のものの空燃比の変動幅が減少していることが分かる。

【0035】図9には休筒運転 $\rightarrow$ 全筒運転切換時のタイムチャートが示されており、切換応答時間A及びディレイ時間Bの取り方は第1実施例と実質的の同一である。但し、休筒運転 $\rightarrow$ 全筒運転切換時にはEACV5の制御が行われない点で、全筒運転 $\rightarrow$ 休筒運転切換時の制御と異なっている。図10（B）は休筒運転 $\rightarrow$ 全筒運転の切換時における空燃比の変動を示すもので、予測吸気負圧 $P_b$ を用いない従来のものに比べて、予測吸気負圧 $P_b$ を用いた本発明のものの空燃比の変動幅が減少していることが分かる。

【0036】次に、図11～図13に基づいて本発明の第2実施例を説明する。

【0037】第2実施例は全筒運転 $\rightarrow$ 休筒運転の切換時、或いは休筒運転 $\rightarrow$ 全筒運転切換時に、アクチュエータ2でスロットルバルブ3を開閉制御することによりトルクショックを回避するものである。図14に示すように、例えばエンジントルクが $T$ であるときに全筒運転 $\rightarrow$ 休筒運転の切り換えを行う場合、スロットル開度 $\theta_{th}$ を $\theta_b$ から $\theta_c$ に増加させれば、エンジントルクの急変を回避しながら切り換えを完了することができる。しかしながら、切換時にスロットル開度 $\theta_{th}$ を制御しても、吸気負圧 $P_b$ の応答遅れからエンジントルクが即座にตอบสนองせず、切換時のトルクショックを充分に防止できない場合がある。そこで本実施例では、切換時にスロットル開度 $\theta_{th}$ に補正を施してトルクショックを防止している。

【0038】図11のフローチャートにおいて、先ずステップS21で全筒運転 $\rightarrow$ 休筒運転の切換条件が成立すると、ステップS22でエンジン回転数検出手段 $S_3$ で検出したエンジン回転数 $N_e$ と、吸気負圧検出手段 $S_4$ で検出した吸気負圧 $P_b$ とに基づいて、スロットル開度制御量 $\Delta \theta_{th}$ 及びスロットル開度制御時間 $\Delta t$ をマップ

検索する。そしてステップS23で、スロットルバルブ3のアクチュエータ2を駆動する際に、図12(B)に示すように、切り換えに伴うスロットル開度 $\theta_{TH}$ の本来の増加量に対して、前記スロットル開度制御時間 $\Delta t$ の間、前記スロットル開度制御量 $\Delta \theta_{TH}$ だけスロットル開度 $\theta_{TH}$ を余分に増加させる。このように切り換えに伴うスロットル開度 $\theta_{TH}$ の本来の増加量に対してスロットル開度 $\theta_{TH}$ を余分に増加させることにより、吸気負圧 $P_b$ を速やかに立ち上げてトルクショックを回避することができる。図12(A)は本発明の制御を行わない場合を示すもので、吸気負圧 $P_b$ の立ち上がりの遅れによるトルクショックが発生していることが分かる。

【0039】図13は休筒運転→全筒運転の切り換えに対応するもので、(A)に示す従来のものでは吸気負圧 $P_b$ の応答遅れによるトルクショックが発生しているのに対し、(B)に示す本発明のものではスロットル開度 $\theta_{TH}$ の本来の減少量に対してスロットル開度 $\theta_{TH}$ を余分に減少させることにより、吸気負圧 $P_b$ の応答遅れを防止してトルクショックを回避することができる。

【0040】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

【0041】例えば、実施例では吸入空気量検出手段として吸気負圧検出手段 $S_4$ を例示したが、エアフローセンサ等の他の吸入空気量検出手段を用いることができる。

【0042】

【発明の効果】以上のように、請求項1に記載された発明によれば、制御手段が、全筒運転/休筒運転の切換時に、吸入空気量検出手段で検出した吸入空気量に代えて、予め設定した予測吸入空気量に基づいてエンジン出力を制御するので、全筒運転及び休筒運転間の過渡時に

エンジン出力を最適に制御してトルクショックの発生を回避することができる。

【0043】また請求項2に記載された発明によれば、制御手段は、全筒運転/休筒運転の切換時に、吸入空気量の応答遅れが生じないようにスロットル開度を補正するので、全筒運転及び休筒運転間の過渡時にエンジン出力を最適に制御してトルクショックの発生を回避することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】車両に搭載されたエンジンの平面図

【図2】右バンクのシリンダヘッドの平面図

【図3】図2の要部拡大図

【図4】図3の要部拡大図

【図5】トリガーの作用説明図

【図6】フローチャートの第1分図

【図7】フローチャートの第2分図

【図8】全筒運転→休筒運転切換時のタイムチャート

【図9】休筒運転→全筒運転切換時のタイムチャート

【図10】空燃比の変動を示すグラフ

【図11】第2実施例のフローチャート

【図12】全筒運転→休筒運転切換時のスロットル開度及び吸気負圧の変化を示すグラフ

【図13】休筒運転→全筒運転切換時のスロットル開度及び吸気負圧の変化を示すグラフ

【図14】全筒運転時及び休筒運転時におけるスロットル開度及びエンジントルクの関係を示すグラフ

【符号の説明】

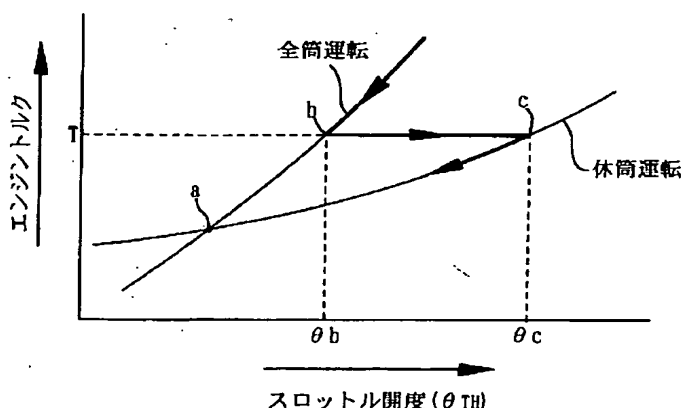
11 気筒休止機構

$C_1 \sim C_6$  気筒

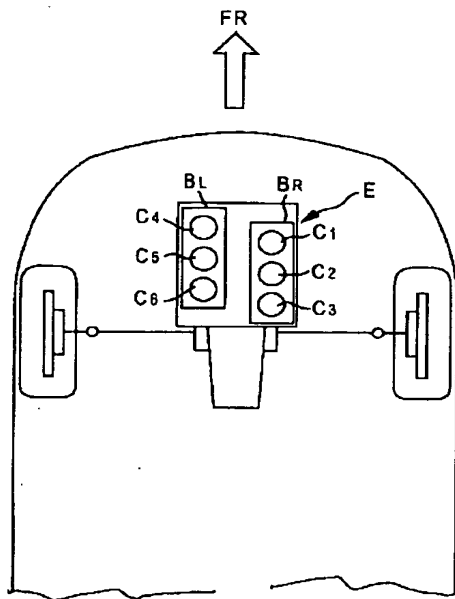
$S_4$  吸気負圧検出手段（吸入空気量検出手段）

U 電子制御ユニット（制御手段）

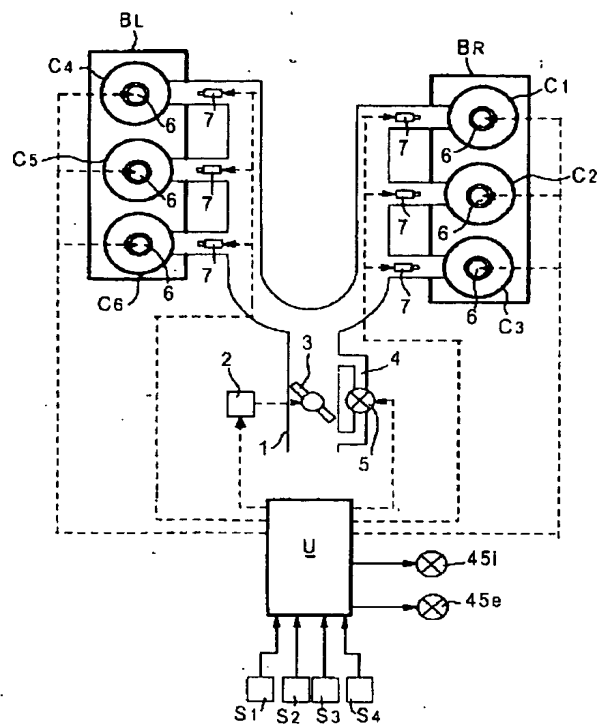
【図14】



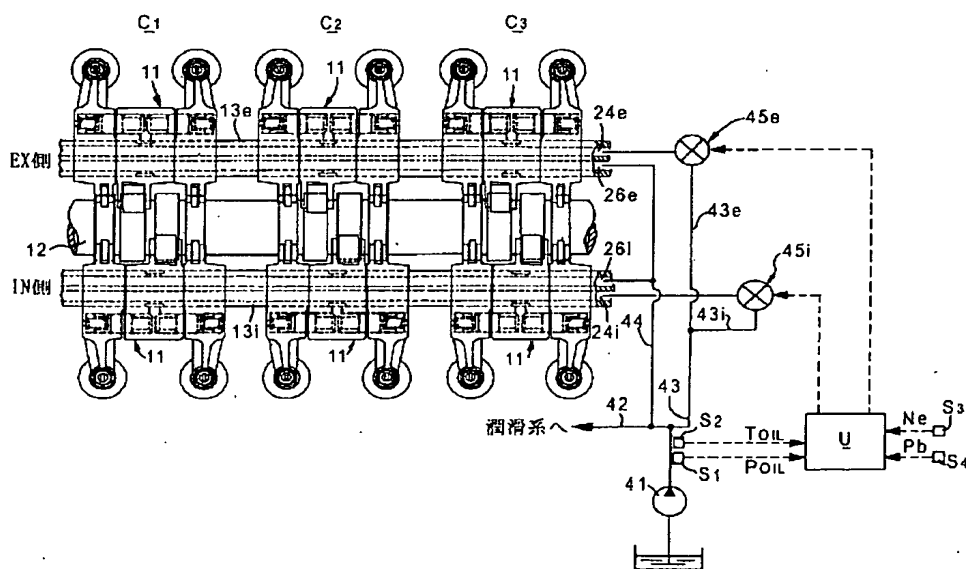
【図1】



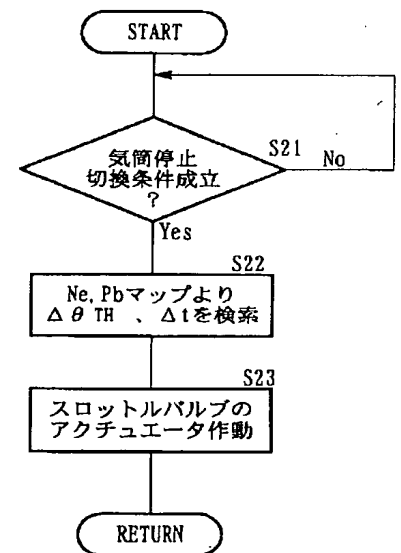
【図2】



【図3】

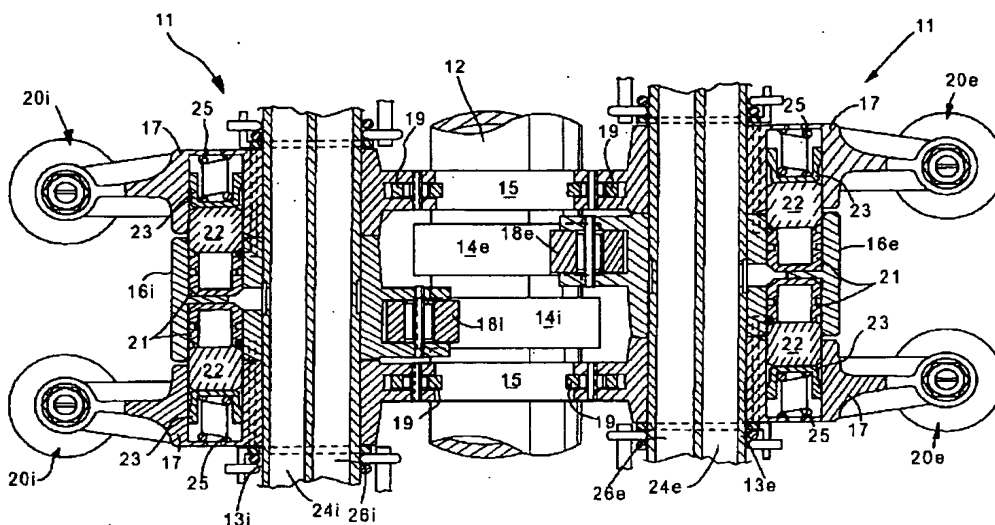


【図11】

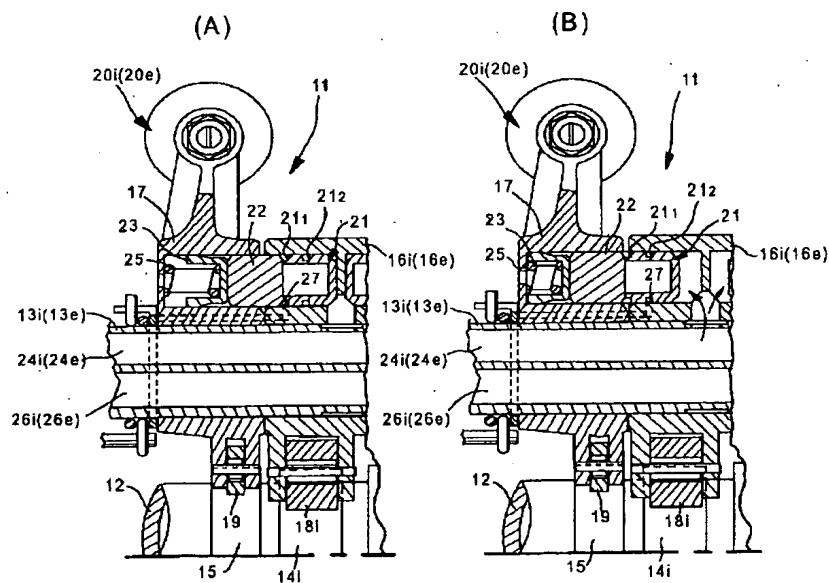




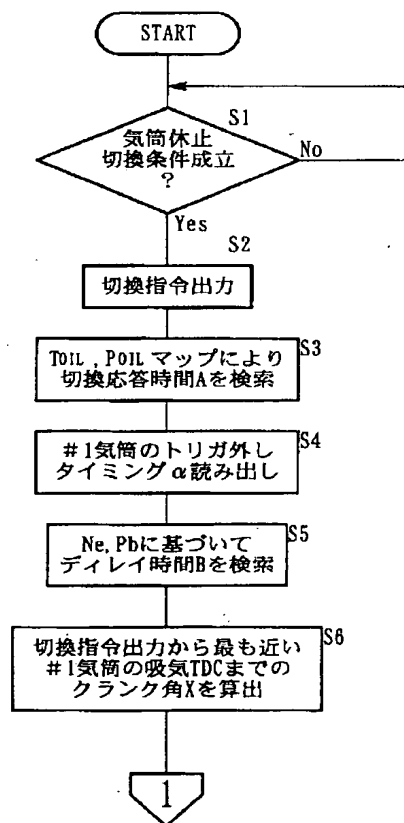
【図4】



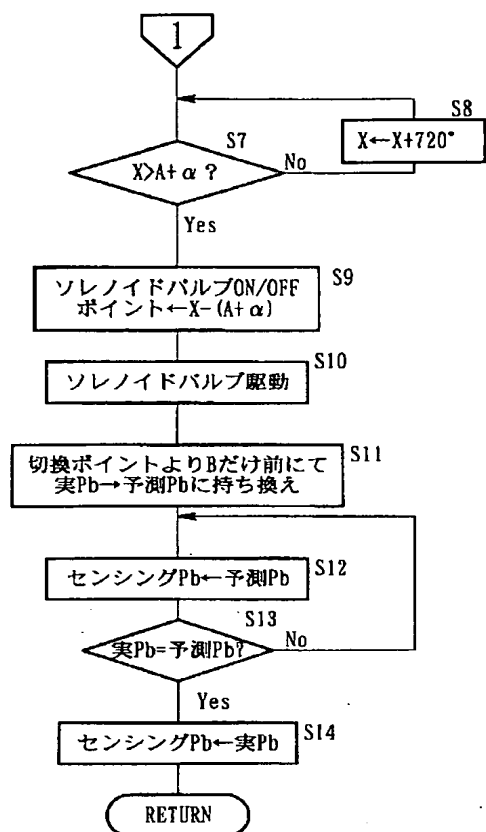
【図5】



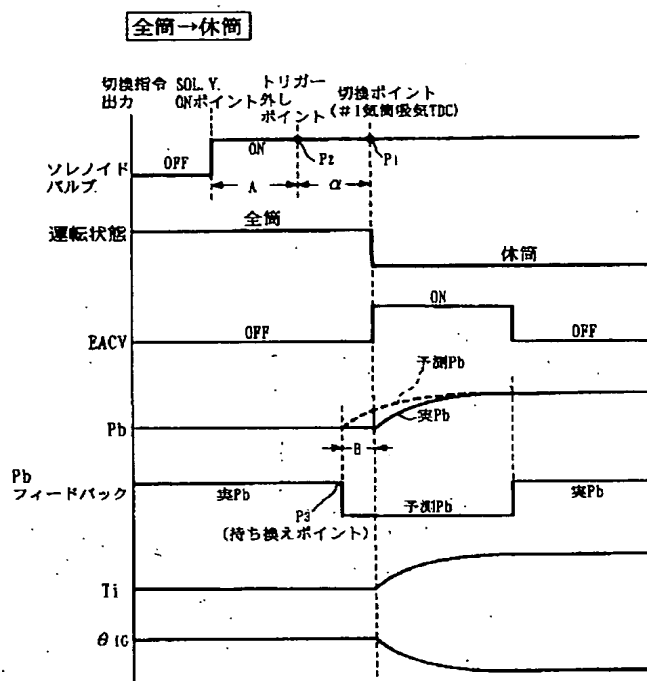
【図6】



【図7】

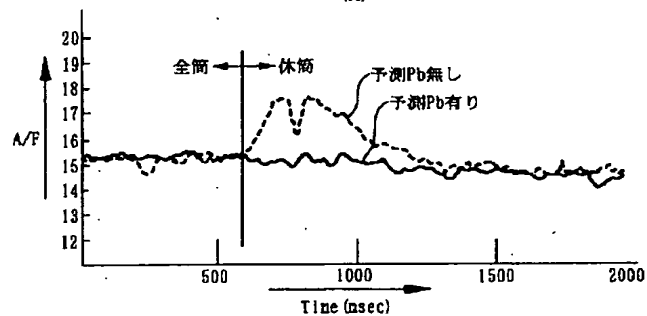


【図8】

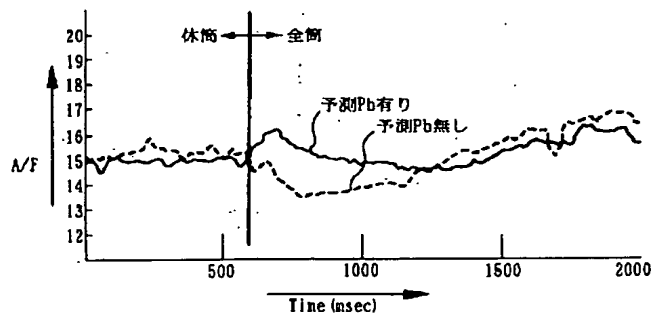


【図10】

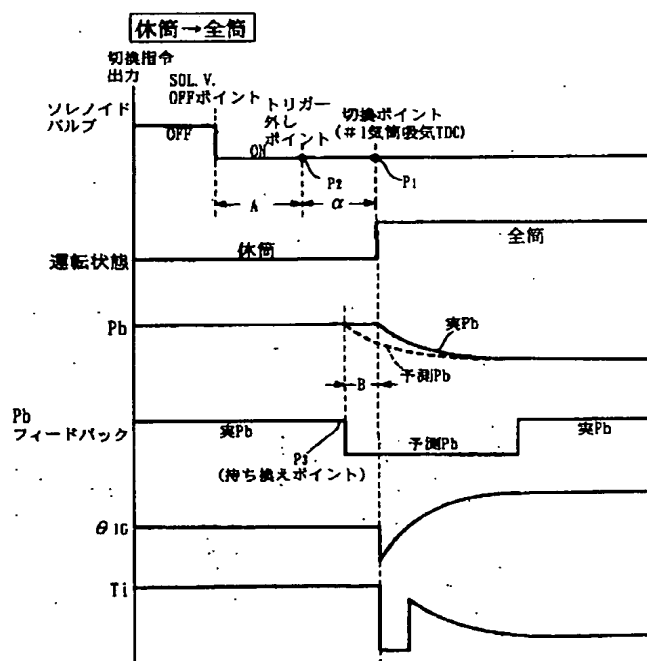
(A)



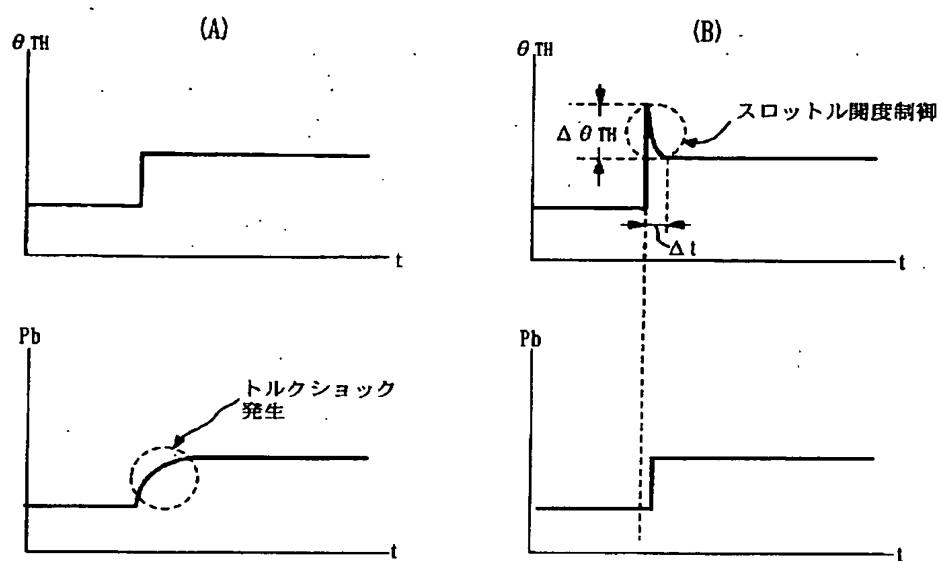
(B)



【図9】



【図 12】



【図 13】

